

BADANIA SYMULACYJNE INSTALACJI PNEUMATYCZNEJ CIĄGNIKA ROLNICZEGO

The simulation research of pneumatic brake system of tractor

Wstęp

W przyczepach rolniczych stosowane są przede wszystkim jednoprzewodowe pneumatyczne układy hamulcowe obsługiwane z instalacji pneumatycznej ciągnika (rys. 1). Kierowca naciskając na pedał hamulca steruje bezpośrednio hamulcami ciągnika, zaś zapoczątkowanie działania i sterowanie nadążne układem hamulcowym przyczepy odbywa się pośrednio poprzez zawór hamulcowy typu inwersyjnego. Przebieg hamowania zależy od procesów przejściowych w układzie hamulcowym ciągnika i przyczepy, które można analizować teoretycznie metodami symulacji cyfrowej już na etapie projektowania [4]. W pracy wykorzystano badania symulacyjne do oceny zgodnie z Polską Normą PN-90/R-36123 [5] właściwości dynamicznych instalacji pneumatycznej produkowanego ciągnika MTZ 320 firmy „Pro-nar Narew”.

Model matematyczny instalacji

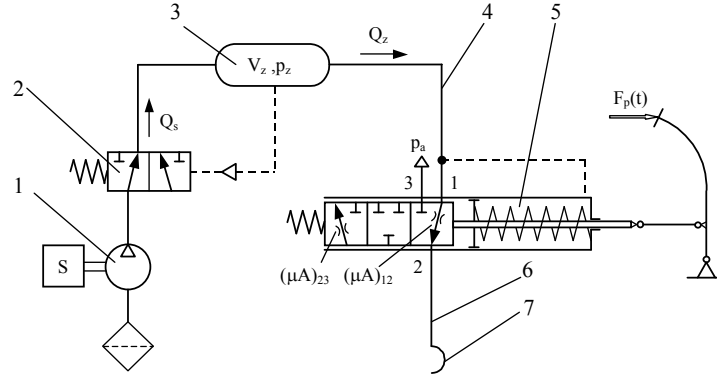
Przy opracowaniu modelu matematycznego przyjęto koncepcję zastąpienia rzeczywistych elementów pneumatycznych (rys. 1) elementami idealizowanymi w postaci oporów miejscowych i objętości skupionych.

Założono, że procesy napełniania (opróżniania) objętości i procesy przepływu przez opory zachodzą bez wymiany ciepła z otoczeniem, a średnia temperatura powietrza w układzie nie ulega zmianie. Dla uproszczenia pominięto spadek ciśnienia pomiędzy sprężarką (1) a zbiornikiem (3), ze względu na małą objętość przewodów i elementów je łączących, co oznacza równość ciśnień p_z w komorze sprężania i w zbiorniku (3). Procesy przejściowe w części zasilającej instalacji (sprężarka i zbiornik) opisano następującymi równaniami [1]:

$$\begin{aligned}
 E_z \cdot \frac{dp_z}{dt} &= \frac{p_z}{RT} \cdot \dot{V}_s - Q_z & E_z &= \frac{V_z}{\kappa RT} \\
 \dot{V}_s &= \frac{\pi \cdot D_c^2}{4 \cdot 60} \cdot S \cdot i_c \cdot n_s \cdot \eta_v \cdot fs \\
 fs &= \begin{cases} 1 & \text{dla } p_z < p_{z \max} \\ 0 & \text{dla } p_z \geq p_{z \max} \end{cases} \text{ gdy } \frac{dp_z}{dt} \geq 0 \\
 &= \begin{cases} 0 & \text{dla } p_z \geq p_{z \min} \\ 1 & \text{dla } p_z < p_{z \min} \end{cases} \text{ gdy } \frac{dp_z}{dt} < 0
 \end{aligned} \tag{1}$$

gdzie:

p_z – ciśnienie absolutne powietrza w zbiorniku (3, rys. 1) [Pa],
 V_z – objętość zbiornika 3,
 κ – wykładnik adiabaty,
 R – stała gazowa,
 T – temperatura powietrza [K],
 E_z – pojemność (pojemność pneumatyczna) zbiornika [kg/Pa],
 Q_z – masowe natężenie wypływu powietrza ze zbiornika [kg/s],
 D_c – średnica cylindra sprężarki [m],
 S – skok tłoka sprężarki [m],
 n_s – prędkość obrotowa wału sprężarki [obr/min],
 i_c – liczba cylindrów,
 $\eta_v = f(p_z, n_s)$ – współczynnik napełnienia cylindra sprężarki,
 fs – funkcja stanu regulatora (2) o działaniu przekątnikowym.



Rys. 1. Schemat instalacji pneumatycznej ciągnika rolniczego: 1 – sprężarka, 2 – regulator, 3 – zbiornik powietrza, 4, 6 – przewód, 5 – zawór hamulcowy, 7 – złącze przewodów

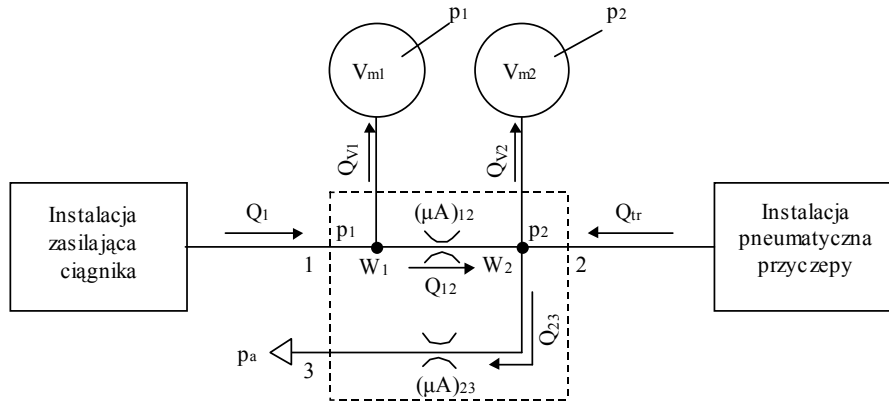
Zawór hamulcowy ciągnika przedstawiono na rysunku 2 jako zbiór objętości skupionych komór wejściowej V_{m1} i wyjściowej V_{m2} oraz oporów miejscowych $(\mu A)_{12}$ i $(\mu A)_{23}$. Model matematyczny odpowiadający temu schematowi obliczeniowemu składa się z równań masowych strumieni akumulowanych w objętościach V_{m1} i V_{m2} , równań masowego przepływu powietrza przez opory miejscowe $(\mu A)_{12}$ i $(\mu A)_{23}$ oraz równań bilansu przepływu powietrza w węzłach W_1 i W_2 :

$$\begin{aligned}
Q_{V1} &= \frac{dp_1}{dt} \cdot E_1 \quad Q_{V2} = \frac{dp_2}{dt} \cdot E_2 \\
Q_{12} &= (\mu A)_{12} \cdot v_m \frac{p_1}{RT} \cdot \varphi_{\max} \cdot \varphi \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad Q_{23} = (\mu A)_{23} \cdot v_m \frac{p_2}{RT} \cdot \varphi_{\max} \cdot \varphi \left(\frac{p_a}{p_2} \right) \quad (2) \\
Q_{V1} &= Q_1 - Q_{12} \quad Q_{V2} = Q_{12} + Q_{tr} - Q_{23}
\end{aligned}$$

gdzie:

- Q_{V1}, Q_{V2} – masowe strumienie powietrza akumulowane w objętościach V_{m1} i V_{m2} [kg/s],
- Q_1 – masowe natężenie powietrza z instalacji zasilającej ciągnika [kg/s],
- Q_{23} – natężenie powietrza wypływającego do atmosfery podczas hamowania [kg/s],
- Q_{tr} – masowe natężenie powietrza wpływającego lub wypływającego z instalacji hamulcowej przyczepy [kg/m],
- $E_1 = V_{m1}/(\kappa RT)$ – pojemność komory V_{m1} [kg/Pa],
- $E_2 = V_{m2}/(\kappa RT)$ – pojemność komory V_{m2} [kg/Pa],
- v_m – prędkość dźwięku w nieruchomym powietrzu $v_m = \sqrt{\kappa RT}$ [m/s],
- $\varphi_{\max} = 0,578$ – wartość maksymalna teoretycznej funkcji przepływu Saint Venanta,
- $\varphi(\sigma)$ – funkcja przepływu Miatluka-Avtuszki [2] zależna od stosunku σ ciśnień za i przed oporem:

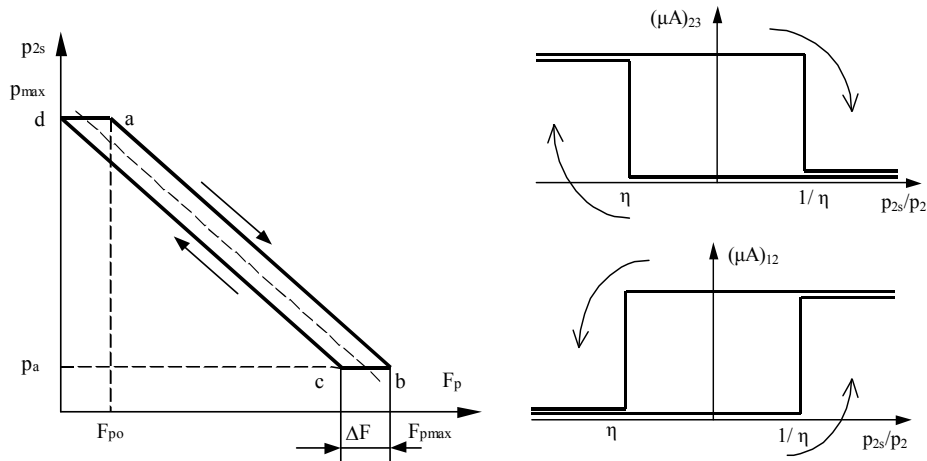
$$\varphi(\sigma) = 1,13 \frac{1 - \sigma}{1,13 - \sigma} \quad (3)$$



Rys. 2. Schemat obliczeniowy zaworu hamulcowego ciągnika

Działanie zaworu hamulcowego zależy od jego konstrukcji, a stany otwarcia i zamknięcia od sił działających na jego elementy [3]. W celu uogólnienia modelu matematycznego zaworu przyjęto koncepcję nadążnego sterowania ciśnieniem p_2 w komorze V_{m2} , a więc i w obwodzie sterującym przyczepy, w zależności od przebiegu charakterystyki statycznej $p_{2s} = f(F_p)$, gdzie F_p jest siłą nacisku na pedał hamulca (rys. 3). Względna szerokość pętli histerezy $\Delta F/F_{pmax}$

oraz początkowej strefy nieczułości F_{po}/F_{max} siły nacisku na pedał powinny zawierać się w zakresie od 0,05 do 0,15. Wartość $\eta = 0,95-0,97$ wpływa na szerokość strefy nieczułości histerezy przekładnika dwustanowego sterującego zmianą efektywnego pola przekroju $(\mu A)_{23}$ i $(\mu A)_{12}$ (rys. 3).



Rys. 3. Charakterystyka statyczna zaworu hamulcowego ciągnika oraz jego stany otwarcia i zamknięcia

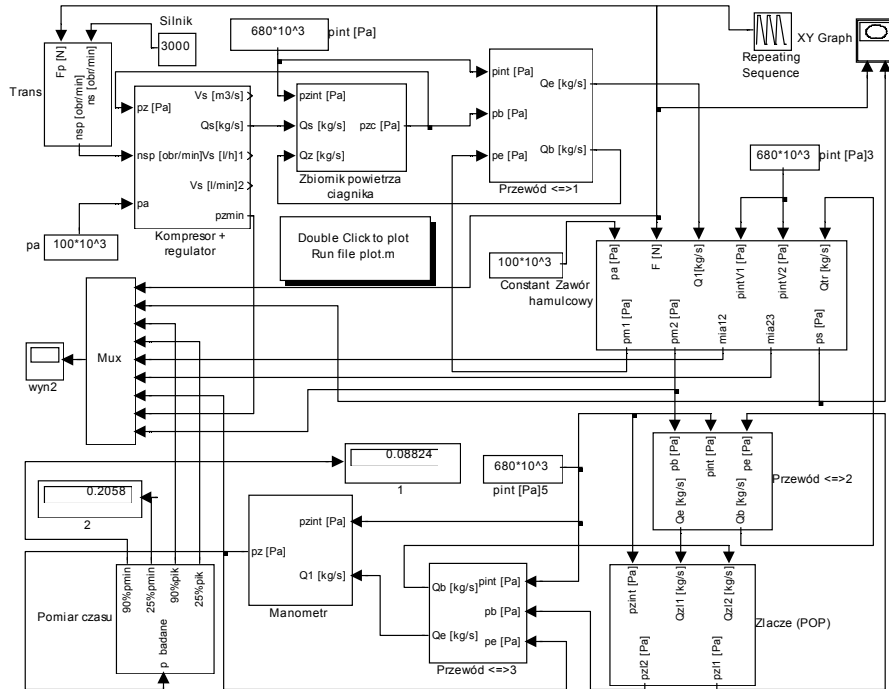
Model matematyczny przewodów pneumatycznych (4) i (6) oraz złącza (7), opisano równaniami przepływu oraz różniczkowymi równaniami napełniania (opróżniania) objętości [2, 4].

Badania symulacyjne

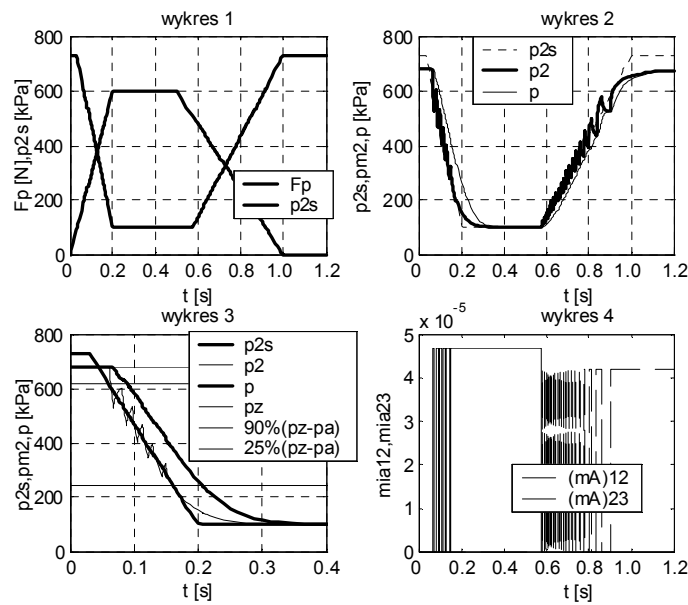
Zrealizowany w Matlabie Simulinku model matematyczny instalacji pneumatycznej ciągnika MTZ 320 w wersji do badania czasu reakcji układu hamulcowego wg normy PN-90/R-36123 [5] pokazano na rys. 4.

Zgodnie z normą czas reakcji układu hamulcowego ciągnika określa się na podstawie przebiegu ciśnienia mierzonego na końcu przewodu (imitującego przewód sterujący przyczepy) o długości 2,5 m i średnicy 13, mm podłączonego do złącza typu A. Początkowe ciśnienie w układzie nie może być niższe od minimalnego ciśnienia regulowanego, a czas pełnego uruchomienia pedału hamulca wynosi 0,2 s, jak przy hamowaniu nagłym.

Wyniki badań symulacyjnych czasu reakcji układu instalacji ciągnika MTZ 320 przedstawiono na rys. 5.



Rys. 4. Model instalacji pneumatycznej ciągnika rolniczego



Rys. 5. Przebiegi czasowe siły F_p nacisku na pedał, ciśnienia sterującego p_{2s} , ciśnienia p_2 na początku i ciśnienia p na końcu przewodu sterującego, przewodności $(\mu A)_{12}$ i $(\mu A)_{23}$ podczas hamowania i odhamowania

Na wykresie pierwszym pokazano zgodny z charakterystyką statyczną $p_{2s} = f(F_p)$ przebieg zmian ciśnienia sterującego p_{2s} jako odpowiedź na wymuszenie w postaci siły nacisku na pedał F_p podczas hamowania i odhamowania. Działanie zaworu hamulcowego ma charakter nadążny, gdyż ciśnienie p_2 w komorze wyjściowej V_{m2} zaworu podąża za zmianami ciśnienia sterującego p_{2s} (wykres 2) wskutek cyklicznego otwierania i zamykania zaworu o przewodności $(\mu A)_{23}$ podczas hamowania, zaś zaworu o przewodności $(\mu A)_{12}$ podczas odhamowania (wykres 4). Na wykresie 3 przedstawiono przebiegi zmian ciśnień p_{2s} , p_2 i ciśnienia p na końcu przewodu pomiarowego dołączonego do instalacji podczas hamowania. Liniami poziomymi oznaczono minimalną wartość ciśnienia absolutnego p_z w zbiorniku oraz 90% i 25% wartości nadciśnienia p_z . Jak widać z wykresu, czas od rozpoczęcia nacisku na pedał do momentu, gdy w przewodzie sterującym przyczepy nadciśnienie p na końcu przewodu sterującego spadnie do 90% wartości minimalnej nadciśnienia p_z wynosi 0,088 s i nie przekracza wartości 0,2 s. Czas spadku nadciśnienia p do 90% wartości minimalnej nadciśnienia p_z wynosi 0,2058 s i nie przekracza wartości 0,4 s. Tym samym czas reakcji układu ciągnika jest mniejszy od wartości maksymalnych dopuszczonych przez normę PN-90/R-36123 [5].

Podsumowanie

Opracowany i zrealizowany w Matlabie Simulinku model matematyczny instalacji pneumatycznej ciągnika może służyć jako podsystem w badaniach symulacyjnych układu hamulcowego zespołu pojazdów ciągnik-przyczepa.

Badania symulacyjne instalacji pneumatycznej umożliwiają sprawdzenia poprawności doboru poszczególnych elementów instalacji: wydajności sprężarki, pojemności zbiornika sprężonego powietrza czy przelotowości zaworów i przewodów pneumatycznych ze względu na szybkość działania układu.

Przeprowadzone badania symulacyjne czasu reakcji instalacji pneumatycznej ciągnika MTZ 320 wykazały, że spełnia on wymagania określone w Polskiej Normie PN-90/R-36123 [5].

Piśmiennictwo

1. Kamiński Z.: Modelowanie dynamiki pneumatycznej instalacji hamulcowej ciągnika rolniczego. Teka Komisji Nauk.-Probl. Motor. PAN, Oddział w Krakowie, 22, 213-218, 2001.
2. Miatluk M., Kamiński Z.: Podstawy teoretyczne procesów przejściowych w pneumatycznych układach hamulcowych pojazdów. Teka Komisji Nauk.-Probl. Motor. PAN, Oddział w Krakowie, 20, 75-86, 2000.
3. Miatluk M., Kamiński Z.: Obliczenia kinetostatyczne i analiza jednoosekcyjnych pneumatycznych zaworów hamulcowych w ciągnikach rolniczych. Zesz. Nauk. Polit. Białostockiej, Nauki Techn. 132, Bud. i Ekspł. Maszyn 7, 219-234, 2000.

4. Miatluk M., Kamiński Z.: Podstawy synchronizacji dynamicznej hamowania pojazdu ciągnącego i przyczepy. Zesz. Nauk. Polit. Białostockiej, Nauki Techn. 122, Bud. i Ekspł. Maszyn 6, 105-117, 1998.
5. Polska Norma PN-90/R-36123. Ciągniki, przyczepy i przyczepiane maszyny rolnicze. Powietrzny jednoprzewodowy układ przenoszący hamulców. Wymagania i badania.

Summary

The article deals with the simulation research of transition processes in pneumatic brake system of tractor. The functional and structural model of compressor, regulator, receiver and main braking valve is presented. The introduce method of dynamic analysis of the system makes it possible to select design parameters of elements with regards to the requirements and operation speed of pneumatic brake system.

Streszczenie

W pracy przedstawiono badania symulacyjne procesów przejściowych w pneumatycznej instalacji ciągnika rolniczego. Opisano modele funkcjonalno-strukturalne sprężarki, regulatora, zbiornika oraz zaworu hamulcowego. Przedstawiona metoda analizy dynamiki układu umożliwia dobór parametrów konstrukcyjnych elementów instalacji ze względów na stawiane wymagania, w tym szybkość działania pneumatycznego układu hamulcowego.

Recenzent: